

⑤

Int. Cl. 3:

**F 01 L 9/02**

⑯ BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



**DE 29 26 327 A 1**

⑩

## **Offenlegungsschrift 29 26 327**

⑪

Aktenzeichen: P 29 26 327.2

⑫

Anmeldetag: 29. 6. 79

⑬

Offenlegungstag: 29. 1. 81

⑭

Unionspriorität:

⑯ ⑰ ⑱ ⑲

---

⑮ Bezeichnung: Mechanisch-hydraulische Ventilsteuerung

⑯

Anmelder: Volkswagenwerk AG, 3180 Wolfsburg

⑰

Erfinder: Oetting, Hermann, Dr.-Ing., 3300 Braunschweig; Fleischer, Volkmar, Ing.(grad.), 3180 Wolfsburg; Schrick, Peter, Dr.-Ing., 5630 Remscheid

⑲

Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht zu ziehende Druckschriften:

DE-PS 8 04 001

DE-AS 10 18 880

DE-OS 20 06 844

AT 1 16 618

CH 2 00 141

GB 1 27 676

US 21 26 885

**DE 29 26 327 A 1**



VOLKSWAGENWERK 2926327  
AKTIENGESELLSCHAFT  
3180 Wolfsburg

Unsere Zeichen: K 2711  
1702pt-we-jä

28. Juni 1979

A N S P R Ü C H E

1. Mechanisch-hydraulische Ventilsteuerung für Hubkolben-Brennkraftmaschinen mit einem jedem Ventil zugeordneten ersten Kolbenelement, das auf das von einer Schließfeder belastete Ventil einwirkt, mit einem zweiten, von einem Nocken der Nockenwelle betätigbaren Kolbenelement und mit einem zwischen den beiden Kolbenelementen angeordneten Arbeitsraum, der ein die Betätigungsbewegung des Nockens übertragendes, hydraulisches Druckmittel aufweist, dadurch gekennzeichnet, daß der Arbeitsraum (5) über eine Steuervorrichtung (6) mit einem Druckmittelraum (7,21) verbindbar ist, der zur Einhaltung eines konstanten Druckmitteldruckes ausgebildet ist.
2. Ventilsteuerung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuervorrichtung durch einen Drehschieber (6) gebildet ist, der auf einer mit der Drehzahl der Nockenwelle (30) angetriebenen Welle (33) gehalten ist.
3. Ventilsteuerung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Stellung der Drehschieberwelle (33) relativ zur Nockenwelle (30) in Abhängigkeit vom Betriebszustand der Brennkraftmaschine veränderbar ist.

030065/0094

Vorsitzender  
des Aufsichtsrats:  
Hans Birnbaum

Vorstand: Tom Schmücker, Vorsitzender  
Horst Münzner · Dr. rer. pol. Werner P. Schmidt · Gottlieb M. Strobl · Prof. Dr. rer. pol. Friedrich Thomé  
Sitz der Gesellschaft: Wolfsburg · Amtsgericht Wolfsburg HRB 215

ORIGINAL INSPECTED

4. Ventilsteuerung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß zum Antrieb der Drehschieberwelle (33) ein von der Nockenwelle (30) angetriebener Riementrieb (31, 32, 34) vorgesehen ist, an dem eine in Abhängigkeit vom Betriebszustand der Brennkraftmaschine verstellbare Exzenter scheibe (40) sowie eine die Riemenspannung konstant haltende Spannrolle (35 - 38) angreifen.
5. Ventilsteuerung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die den Einlaß- und Auslaßventilen zugeordneten Drehschieber auf einer einzigen Drehschieberwelle (33) angeordnet sind.
6. Ventilsteuerung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß den Einlaß- oder den Auslaßventilen jeweils ein konzentrisch zu dem Drehschieber (6) angeordneter, diesen unmittelbar umgebender Ringschieber (42) zugeordnet ist, der zur relativen Veränderung der Ventilsteuerzeiten der Einlaß- und Auslaßventile zueinander in Abhängigkeit von dem Betriebszustand der Brennkraftmaschine verdrehbar ist.
7. Ventilsteuerung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Druckmittelraum (21, 7) ein Druckbegrenzungsventil (14) aufweist und über eine Drossel (10) mit der Hauptschmiermittelleitung (13) der Brennkraftmaschine verbunden ist.
8. Ventilsteuerung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß an den Druckmittelraum (21) wenigstens ein in einem Zylinder (16) gegen eine Rückstellfeder (17) verstellbarer Ausgleichskolben (15) angeschlossen ist.
9. Ventilsteuerung nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß das zweite Kolbenelement (4) an seiner dem Ventil (2) abgewandten Stirnfläche einen im Durchmesser reduzierten, zylindrischen Ansatz (11) aufweist, der beim Schließen des Ventils in einen zylindrischen Gehäusebund (12) eintaucht.

030065/0094

10. Ventilsteuerung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß an den Arbeitsraum (5) ein bei Überschreitung eines vorgegebenen Druckes öffnendes Überdruckventil (45) angeschlossen ist.
11. Ventilsteuerung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß ein von dem zylindrischen Ansatz (11) des zweiten Kolbenelementes (4) und dem zylindrischen Gehäusebund (12) eingeschlossener Dämpfungsraum (54) während des Öffnungshubes des Ventils (2) mit dem Arbeitsraum (5) verbindbar ist.
12. Ventilsteuerung nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß eine zu dem Dämpfungsraum (54) führende Verbindungsleitung (55) in der Weise an dem Drehschieber (6) angeschlossen ist, daß ihre Verbindung zu dem Arbeitsraum (5) während des Öffnungshubes des Ventils (2) geöffnet und während des Schließhubes geschlossen ist.
13. Ventilsteuerung nach einem der Ansprüche 1 bis 6 und 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Ausgleichskolben (15') den Druckmittelraum (58) in einer ersten Stellung mit der Druckmittelleitung (7) und in einer zweiten Stellung mit einer Ablaufleitung (60) verbindet.
14. Ventilsteuerung nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß der Ausgleichskolben (15') eine Ringnut (56) aufweist, über die die Druckmittelleitung (7) in der ersten Stellung des Ausgleichskolbens mit einer zu dem Druckmittelraum (58) führenden Leitung (57) verbindbar ist.
15. Ventilsteuerung nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß der Ausgleichskolben (15') eine den Druckmittelraum (58) in der zweiten Stellung mit der Ablaufleitung (60) verbindende stirnseitige Steuerkante (59) aufweist.

030065/0094

ORIGINAL INSPECTED



VOLKSWAGENWERK 2926327  
AKTIENGESELLSCHAFT  
3180 Wolfsburg

- 4 -

Unsere Zeichen: K 2711  
1702pt-we-j8

Mechanisch-hydraulische Ventilsteuerung

Die Erfindung bezieht sich auf eine mechanisch-hydraulische Ventilsteuerung für Hubkolben-Brennkraftmaschinen der im Oberbegriff des Patentanspruchs genannten Bauart.

Die Steuerung und Betätigung der Ein- und Auslaßventile von Hubkolben-Brennkraftmaschinen erfolgt heute fast ausschließlich durch mechanische Nockentriebe. Diese Art der Ventiltriebssteuerung erlaubt im Betrieb jedoch keine wesentliche Veränderung der Ventilsteuerzeiten relativ zur Kolbenstellung. Das ist insbesondere dann nachteilig, wenn beispielsweise zur Verringerung des Kraftstoffverbrauchs die Drosselverluste gesenkt werden sollen, das Verfahren der sogenannten verlängerten Dehnung verwendet oder eine Verringerung der Ventilüberschneidung bei kleineren Drehzahlen, in Leerlaufnähe oder auch zum besseren Starten des Motors vorgenommen werden soll. In allen diesen Fällen ist ein Ventiltrieb mit einer größtmöglichen Veränderbarkeit der Ventilsteuerzeiten erforderlich.

Es sind zwar bereits kombinierte mechanisch-hydraulische Ventilsteuerungen der im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 genannten Bauart bekannt (DE-OS 24 48 311). Bei diesen wird jedoch die

030065/0094

Vorsitzender  
des Aufsichtsrats.  
Herr Kurnbaum

Vorstand: von Schleicher, Vorsitzender · Prof. Dr.-Ing. Ernst Fiala · Dr. jur. Peter Frank · Günter Hartwich  
Horst Mühl · Dr. rer. pol. Werner F. Schmidt · Gottlieb M. Strobl · Prof. Dr. rer. pol. Friedrich Thomé  
Sitz der Gesellschaft: Wolfsburg · Amtsgericht Wolfsburg HRB 215

Verbindung des zwischen den beiden Kolbenelementen befindlichen Arbeitsraums mit einem Druckmittelvorratsbehälter durch die Stellung von an den Kolbenelementen vorgesehenen Steuerkanten gegenüber verschiebbaren Steuerbuchsen gesteuert. Solche Steuerungen erfordern jedoch eine Fertigung der Steuerkanten mit sehr hoher Genauigkeit, was einen erheblichen Aufwand bedingt.

Die der vorliegenden Erfindung zugrundeliegende Aufgabe besteht daher darin, eine mechanisch-hydraulische Ventilsteuerung zu schaffen, bei der mit relativ einfachen und wenig aufwendigen Mitteln eine weitgehende Veränderbarkeit der Ventilsteuerzeiten zur optimalen Anpassung an verschiedene Betriebszustände der Brennkraftmaschine möglich wird.

Die Lösung dieser Aufgabe wird gemäß der Erfindung dadurch erreicht, daß der Arbeitsraum über eine Steuervorrichtung mit einem Druckmittelraum verbindbar ist, der zur Einhaltung eines konstanten Druckmitteldruckes ausgebildet ist. Weitere zweckmäßige Ausgestaltungen ergeben sich gemäß den Unteransprüchen. Die erfindungsgemäß Ventilsteuerung ermöglicht eine weitgehende Anpassung der Ventilsteuerzeiten an die in den jeweiligen Betriebszuständen vorliegenden Bedürfnisse der Brennkraftmaschine. Dies wird durch Veränderung der relativen Winkellage der Drehschieberwelle zur Nockenwelle erreicht, wobei je nach Bedarf der Öffnungs- oder Schließzeitpunkt der Ventile verändert werden kann.

In der Zeichnung sind Ausführungsbeispiele der Erfindung dargestellt, die im folgenden näher beschrieben werden. Es zeigen

Figuren 1 - 4 den schematischen Aufbau der erfindungsgemäß Ventilsteuerung bei verschiedenen Stellungen der Nockenwelle,

Figur 5 die Kolbenbewegungen der Ventilsteuerung in einem Diagramm, bei dem auf der Ordinate der Kolbenweg und auf der Abszisse die Zeit in Grad Kurbelwinkel aufgetragen ist,

030065/0094

ORIGINAL INSPECTED

Figur 6 eine schematische Darstellung der Antriebs einer Drehschieberwelle gemäß der Erfindung,

Figur 7 eine andere Ausführung gemäß der Erfindung, bei der zusätzlich zu dem Drehschieber noch ein Schieberring vorgesehen ist,

Figur 8 eine Ausführung des Ventiltriebes mit einer weiteren Besonderheit,

Figur 9 ein Diagramm des Nocken- und Ventiltriebs der Ausführung nach Figur 8 und

Figur 10 eine weitere Ausführungsvariante des Ventiltriebes.

Die in den Figuren 1 bis 4 gezeigte Ventilsteuерung für die Ventile einer Hubkolben-Brennkraftmaschine weist im wesentlichen dieselben Elemente auf, die lediglich unterschiedliche Stellungen einnehmen. Dabei ist mit 1 ein zur Betätigung eines Ventils 2 vorgesehener Nocken bezeichnet, der jedoch nicht direkt auf das Ventil 2 einwirkt, sondern zunächst auf ein erstes, tassenstößelartiges Kolbenelement 3, das in einer einen Arbeitsraum 5 einschließenden zylindrischen Bohrung eines Zylinderkopfes 22 verschiebbar gehalten ist. Ein zweites, tassenstößelartiges Kolbenelement 4 ist mit dem Schaft des Ventils 2 verbunden und begrenzt den Arbeitsraum 5 nach unten hin. Dieses zweite Kolbenelement 4 wird von einer Ventilschließfeder 8 in Schließrichtung des Ventils 2 belastet, während zwischen den beiden Kolbenelementen 3 und 4 eine zweite, gegenüber der Ventilschließfeder 8 schwächere Druckfeder 9 vorgesehen ist, die das erste Kolbenelement 3 gegen die Laufbahn des Nockens 1 drückt.

Der Arbeitsraum 5 ist über Anschlußleitungen 18 und 21 sowie eine zwischen diesen Anschlußleitungen angeordnete, als Drehschieber 6 ausgebildete Steuervorrichtung mit einer Druckmittelleitung 7 verbunden, in der ständig ein in etwa konstanter Druckmitteldruck eingehalten wird. Diese Druckmittelleitung 7 ist über eine Drossel 10 mit dem Hauptschmiermittelsystem 13 der Brennkraftmaschine verbunden und weist ein bei Überschreitung eines vorgegebenen Druckes ansprechendes Druckbegrenzungsventil 14 auf. Die Druckmittelleitung 7 ist weiterhin an einen oder mehrere zylindrische Räume 16 angeschlossen, in denen jeweils ein unter der Belastung einer Feder 17 stehender Ausgleichskolben 15 verschiebbar gehalten ist.

030065/0094

Je nach Stellung des Drehschiebers 6 bzw. der an diesem angebrachten Steuerkanten 19 und 20 ist die Anschlußleitung 18 mit der Anschlußleitung 21 und damit mit der Druckmittelleitung 7 verbunden oder von dieser getrennt. Der Drehschieber bestimmt damit die Übertragung der Betätigungskräfte von dem Nocken 1 auf das Ventil 2 und somit dessen Steuerzeiten, da bei geschlossener Stellung des Drehschiebers 6 die Nockenbewegung 1 über das erste Kolbenelement 3 und das inkompressible, hydraulische Druckmittel des Arbeitsraums 5 auf das Kolbenelement 4 und das mit diesem verbundene Ventil 2 direkt übertragen wird, während bei geöffneter Stellung des Drehschiebers das Ventil 2 durch Einwirkung der Ventilschließfeder 8 in Richtung Schließen bewegt wird, wobei die aus dem Arbeitsraum 5 herausgeschobene Druckmittelmenge eine Verstellung des Ausgleichskolbens 15 um einen entsprechenden Betrag bewirkt.

Die Darstellung in der Figur 6 zeigt an, in welcher Weise die den Drehschieber 6 aufweisende Drehschieberwelle 33 von der Nockenwelle 30 angetrieben wird. Dazu dient ein Zahnriementrieb, der aus einem auf der Nockenwelle 30 befestigten Antriebsrad 31, einem Zahnriemen 32 und einem getriebenen Rad 34 besteht, das auf der Drehschieberwelle 33 befestigt ist. Die Spannung des Zahnriementriebes wird durch eine Spannrolle 35 bewirkt, die an einem in einem Lagerbock 38 geführten Tragarm 36 gehalten ist, der unter dem Einfluß einer die Rolle 35 in Spannrichtung beanschlagenden Druckfeder 37 steht. An der der Spannrolle 35 gegenüberliegenden Seite des Riementriebes ist eine Exzентerscheibe 40 auf einer Achse 41 gehalten. Durch Verstellen der Exzenterscheibe 40 kann nun die relative Winkellage der Drehschieberwelle 33 im Verhältnis zur Nockenwelle 30 verändert werden. So wird ausgehend von der in der Zeichnung gezeigten Stellung durch Verdrehen der Exzenterscheibe in der einen oder anderen Richtung die Drehschieberwelle 33 gegenüber der Nockenwelle 30 entgegen dem Uhrzeigersinn ver stellt, wobei die Spannrolle 35 die von der Exzenterscheibe 40 freigegebene Riemenlänge ausgleicht, so daß sich gegenüber der mit ausgezogenen Linien angedeu-

030065/0094

ORIGINAL INSPECTED

teten Riemenstellung der mit strichpunktierter Linien angedeutete Verlauf ergibt.

Auf die zuvor beschriebene Weise kann also, beispielsweise in Abhängigkeit vom Betriebszustand der Brennkraftmaschine die Stellung des Drehschiebers im Verhältnis zur Stellung des Nockens geändert werden, so daß die Steuerzeiten der Ventile während des Betriebs verändert werden können. Dabei wäre es zweckmäßig, wenn die allen Ventilen zugeordneten Drehschieber auf einer einzigen Drehschieberwelle angeordnet wären, wie dies bei der Darstellung der Figur 6 vorausgesetzt wird. Dort ist nämlich an dem Motorgehäuse 39 nur eine einzige Drehschieberwelle 33 vorgesehen. Diese Ausbildung würde jedoch zur Folge haben, daß die Steuerzeiten der Einlaß- und Auslaßventile in gleicher Weise verändert werden, was mitunter nicht unbedingt sinnvoll und zweckmäßig ist. Um hier eine unterschiedliche Veränderbarkeit der Ventilsteuerzeit zu erreichen, könnten zwei getrennte Drehschieberwellen, von denen die eine die Drehschieber der Einlaßventile und die andere die Drehschieber der Auslaßventile antreibt, vorgesehen sein. Eine andere einfache Möglichkeit, die Steuerzeiten der beiden Ventilarten unterschiedlich zu gestalten, besteht darin, gemäß der Darstellung in der Figur 7 konzentrisch um den Drehschieber 6' der einen Ventilart einen Ringschieber 42 anzurufen, der eine mit dem Leitungsanschluß 18' korrespondierende Umfangsöffnung 43 und eine mit dem Leitungsanschluß 21' korrespondierende zweite Umfangsöffnung 44 aufweist. Dieser Schieberring 42 könnte dabei um einen bestimmten Betrag verdrehbar sein, wodurch die Öffnungszeitpunkte des Drehschiebers 6' in dem Sinne veränderbar sind, daß bei einer Verdrehung des Schieberringes im Uhrzeigersinn die Öffnung später und bei einer Verdrehung entgegen dem Uhrzeigersinn die Öffnung früher erfolgt.

Die Funktion und Wirkungsweise der erfindungsgemäßen Anordnung soll im folgenden anhand der in den Figuren 1 bis 4 dargestellten verschiedenen Stellungen der Ventiltriebsteile sowie anhand des in der Figur 5 gezeigten Diagramms erläutert werden. Ausgehend von der

in der Figur 1 gezeigten Stellung, bei der das Ventil 2 in seiner Schließstellung steht, in der es den in den Brennraum 24 einmündenden Ansaug- bzw. Auslaßkanal 23 gerade noch versperrt, ergibt sich bei einer Weiterdrehung der Nockenwelle durch Auflauf der Erhöhung des Nockens 1 auf dem ersten tassenstößelartigen Kolbenelement 3 dessen Verschiebung in Richtung auf das Ventil 2. Da in dieser Stellung der Arbeitsraum 5 durch den noch in einer Schließstellung stehenden Drehschieber 6 abgesperrt wird, wird diese Bewegung des Kolbenelements 3 unverändert auf das Kolbenelement 4 und damit auf das Ventil 2 übertragen, so daß das Ventil geöffnet wird.

In der Figur 2 ist die Stellung gezeigt, bei der der Drehschieber 6 gerade noch geschlossen ist, während einige Winkelgrade später die Steuerkante 19 die Verbindung des Leitungsanschlusses 18 mit dem Leitungsanschluß 21 und damit mit der Druckmittelleitung 7 öffnet. Diese Öffnung bewirkt, daß ein mit zunehmender Öffnung immer größer werdender Teil des von dem ersten Kolbenelement 3 verschobenen Druckmittelvolumens in die Leitungen 21 und 7 sowie unter Verschiebung des Ausgleichskolbens 15 in den Zylinder 16 gedrückt und damit nicht mehr zur Verstellung des zweiten Kolbenelements 4 und des Ventils 2 in Öffnungsrichtung verwendet wird.

Schließlich wird ein Punkt erreicht, an dem über den geöffneten Drehschieber 6 mehr Druckmittel aus dem Arbeitsraum 5 in das im wesentlichen auf konstantem Druck verbleibende Druckmittelsystem 7 herübergedrückt wird, als der Verschiebung des ersten Kolbenelementes 3 durch den Nocken 1 entspricht. In diesem Augenblick beginnt das Ventil 2 unter der Belastung der auf das zweite Kolbenelement einwirkenden Ventilschließfeder 8 zu schließen. Dieser Schließvorgang beginnt, noch bevor die größte Erhebung des Nockens auf das erste Kolbenelement 3 eingewirkt hat, welche Stellung in der Figur 3 erreicht ist. Hier ist das Ventil 2, wie aus der Zeichnung ersichtlich ist, auch bereits um einen bestimmten Betrag in Schließrichtung verstellt.

Bei der Weiterdrehung der Nockenwelle und der Drehschieberwelle ergibt sich schließlich durch das Zurücklaufen des ersten Kolben-

030065/0094

ORIGINAL INSPECTED

elementes 3 eine Beschleunigung der Schließbewegung des Ventils 2. Dieses ist schließlich geschlossen, noch bevor der Nocken 1 mit seinem Grundkreis auf dem ersten Kolbenelement 3 abrollt und dieses also wieder seine Ausgangsstellung erreicht hat. Während des letzten Teils der Rückbewegung des ersten Kolbenelements 3 strömt übrigens das Druckmittel wieder aus der Leitung 7 und aus dem als Speicher wirkenden Zylinder 16 durch die Anschlußleitungen 21 und 18 in den Arbeitsraum 5 zurück, um dessen sich wieder vergrößerndes Volumen mit Druckmittel zu füllen. Während dieser Druckmittelverschiebung steht der Drehschieber 6 selbstverständlich in seiner Offenstellung.

Die Figur 5 zeigt nun ein Diagramm, in dem über der Zeit bzw. dem Kurbelwinkel der Verlauf der Bewegungen der Kolbenelemente 3 und 4 aufgetragen ist. Auf der Abszisse sind dabei lediglich die oberen und unteren Totpunkte des Arbeitskolbens der Brennkraftmaschine in dem zugehörigen Zylinder markiert. Daraus ist ersichtlich, daß das Diagramm für das Beispiel eines Einlaßventils aufgetragen ist, das etwa im oberen Totpunkt (o.T.) öffnet und im unteren Totpunkt (u.T.) schließt. Mit dem Kurvenzug 25 ist nun der Verlauf des Weges des von dem Nocken 1 betätigten ersten Kolbenelementes 3 bezeichnet, während mit 26 der Kolbenweg des mit dem Ventil 2 verbundenen zweiten Kolbenelementes 4 angegeben ist. Mit dem unter der Abszisse aufgetragenen Kurvenzug 27 ist noch die Stellung des Drehschiebers 6 angedeutet, wobei dieser in dem Bereich 27a seinen geöffneten und im Bereich 27b seinen geschlossenen Zustand aufweist, wobei der Grad der Öffnung durch die ständige Drehung des Drehschiebers unterschiedlich groß ist.

Aus diesem Diagramm ergibt sich, daß die Wege des ersten und zweiten Kolbenelements so lange zusammenfallen, bis der Drehschieber 6 öffnet, und daß im weiteren Verlauf das Kolbenelement 4 schnell seinen maximalen Kolbenhub erreicht, um anschließend wieder auf Null abzufallen, lange bevor auch das Kolbenelement 3 auf seine Ausgangsposition zurückkommt.

Mit 26' ist noch ein weiterer Kolbenhubverlauf mit strichpunktierter Linien angedeutet, und zwar für den Fall, daß durch Veränderung der Winkelstellung des Drehschiebers 6 im Verhältnis zum Nocken 1 dessen Öffnungsbeginn in Richtung "später" verschoben wird. Dadurch ergibt sich eine größere Amplitude des Kolbenweges des zweiten Kolbenelementes; außerdem erreicht das zweite Kolbenelement auch seine der Schließstellung des Ventils entsprechende Ausgangsposition später, so daß das Auslaßventil in diesem Fall länger, also beispielsweise bis über den unteren Totpunkt hinaus geöffnet bleibt, was bei bestimmten Betriebsbedingungen der Brennkraftmaschine durch Ventilüberschneidungen Vorteile, beispielsweise Leistungsgewinne, bringen kann.

Durch entsprechende Steuerung des Drehschiebers können so die Steuerzeiten der Ventile den jeweiligen Betriebsbedingungen der Brennkraftmaschine besser als bisher angepaßt werden. So könnte beispielsweise durch entsprechende Auslegung des erfundungsgemäßen Ventiltriebes, das heißt der Nocken und der Drehschieber, dafür gesorgt werden, daß bei niedrigen Drehzahlen und bei Teillasten keine oder nur sehr geringe Ventilüberschneidungen, dagegen bei höheren Lasten und Drehzahlen größere Ventilüberschneidungen vorgesehen sind. Auf diese Weise könnten sowohl bei höheren als auch bei niedrigeren Drehzahlen hohe Drehmomente verwirklicht werden. Andere Auslegungskriterien könnten ein möglichst guter Teillastverbrauch, ein möglichst stabiler Leerlauf mit geringstmöglichen Kraftstoffverbrauch und ein gutes Anspringen der Brennkraftmaschine auch bei niedrigen Außentemperaturen sein. Dazu müßte die Verstellung der Drehschieberwelle gegenüber der Nockenwelle abhängig beispielsweise von den Drehzahlen oder der Leistung der Brennkraftmaschine erfolgen, aber es wären auch andere Steuergrößen denkbar.

Schließlich könnte eine weitere Verbesserung zur noch weitgehenderen Anpassung der Ventilsteuerzeiten an die Bedingungen und den Bedarf der Brennkraftmaschine durch getrennte Steuerung der Einlaß- und Auslaßventiltriebe erreicht werden, wobei, wie oben bereits

angedeutet wurde, durch Anordnung je einer Drehschieberwelle für die Einlaß- und die Auslaßventile, oder aber beispielsweise auch durch Anbringung besonderer Ringschieber konzentrisch zu den Drehschiebern der Einlaß- oder der Auslaßventile, die Steuerzeiten dieser Ventile weitgehend unabhängig voneinander verändert werden.

Um den maximalen Ventilhub zu begrenzen, ohne gleichzeitig auch die Ventilöffnungszeiten einzuschränken, könnte auch gemäß Figur 8 eine Ausführung vorgesehen werden, bei der an den Arbeitsraum 5 über eine Leitung 46 ein Überdruckventil 45 angeschlossen ist. Der von einer Feder 47 belastete Ventilkörper 46 dieses Überdruckventils öffnet beim Anschlag des unteren Kolbenelementes 4 an seinem Boden infolge Druckanstiegs den Zutritt zu einer Überströmleitung 49, über die überschüssiges Druckmittel in den Rücklauf abfließt. Auf diese Weise kann bei konstant bleibendem, maximalem Ventilhub praktisch die gesamte Nockenbetätigungszeit ausgenutzt werden, wobei durch früheres oder späteres Eingreifen des Drehschiebers lediglich noch die Ventilöffnungszeit, aber im wesentlichen nicht mehr der Ventilhub bestimmt wird. Ein Diagramm der Ventil- und Nockenhöhe für diese Ausführung ist in der Figur 9 dargestellt, in der mit 50 der Verlauf der Nockenbewegung und mit 51 der der Ventilbewegung angegeben ist. Die unterbrochene Linie 52 zeigt den Verlauf der Ventilbewegung bei früherem Öffnen des Drehschiebers, während mit dem strichpunktiierten Kurvenzug 53 der Verlauf des Ventilhubes ohne Hubbegrenzung angedeutet ist.

In der Figur 10 schließlich sind in einer Ausführungsvariante zwei gegenüber der Ausführung nach der Figur 1 vorgenommene Änderungsmöglichkeiten angedeutet. Zunächst ist eine Leitung 55 gezeigt, die einen beim Eintauchen/<sup>eines</sup> zylindrischen Ansatzes 11 des zweiten Kolbenelementes 4 in einem zylindrischen Gehäusebund 12 eingeschlossenen Raum 54 mit dem Drehschieber 6 verbindet. Die Leitung 55 ist dabei so an den Drehschieber 6 angeschlossen, daß sie während der Schließbewegung des Ventils 2 geschlossen, jedoch bei der Öffnungsbewegung des Ventils 2 mit der Leitung 18 und dem Raum 5 verbunden ist. Dies

bewirkt, daß während des Schließens des Ventils eine hydraulische Dämpfung erreicht wird, dagegen beim Öffnen des Ventils eine zu große Druckabsenkung im Raum 54 und damit das Entstehen von Gasblasen, die die Ventilbewegung nachteilig beeinflussen könnten, vermieden wird.

Die Figur 10 zeigt weiter, daß die Druckmittelleitung 7 auch nicht ständig mit der Leitung 21 verbunden zu sein braucht, sondern daß es auch zweckmäßig sein kann, die Verbindung dieser beiden Leitungen und damit die Druckmittelzufuhr von dem Ausgleichskolben 15 steuern zu lassen. Dazu weist der in der Figur 10 mit 15' bezeichnete Ausgleichskolben eine Ringnut 56 auf, über die die Druckmittelleitung 7 bei entsprechender Stellung des Kolbens 15' mit einer zu der Leitung 21 führenden Leitung 57 verbunden ist. Gleichzeitig steuert eine stirnseitige Steuerkante 59 des Ausgleichskolbens 15' die Verbindung des Arbeitsraums 58 mit einer Ablaufleitung 60. Die Steuerung erfolgt dabei so, daß der Ausgleichskolben um eine mittlere Stellung schwingt, die zwischen den Stellungen liegt, bei der der Arbeitsraum 58 mit der Druckmittelzuführungsleitung 7 bzw. mit der Ablaufleitung 60 verbunden ist. Auf diese Weise kann die in der Figur 1 vorgesehene Drossel 10 bzw. das Druckbegrenzungsventil 14 weggelassen werden.

030065/0094

ORIGINAL INSPECTED

2926327

Numm.er:

29 26 327

Int. Cl 2:

F 01 L 9/02

Anmeldestag:

29. Juni 1979

Offenlegungstag:

29. Januar 1981

19.

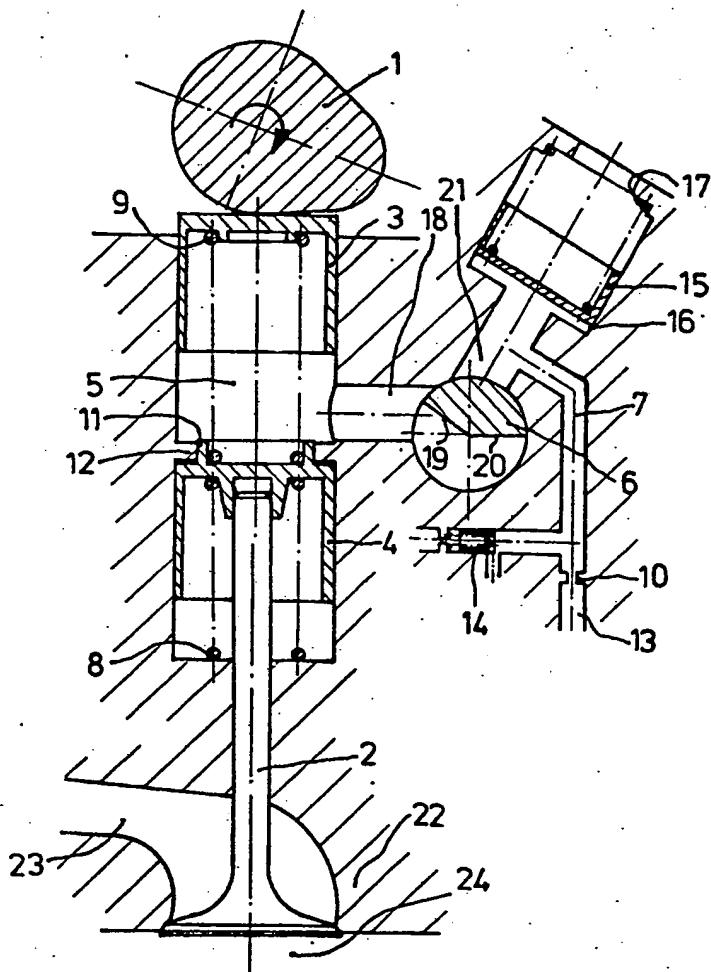


Fig.1

030065/0094

ORIGINAL INSPECTED

K 2711,1

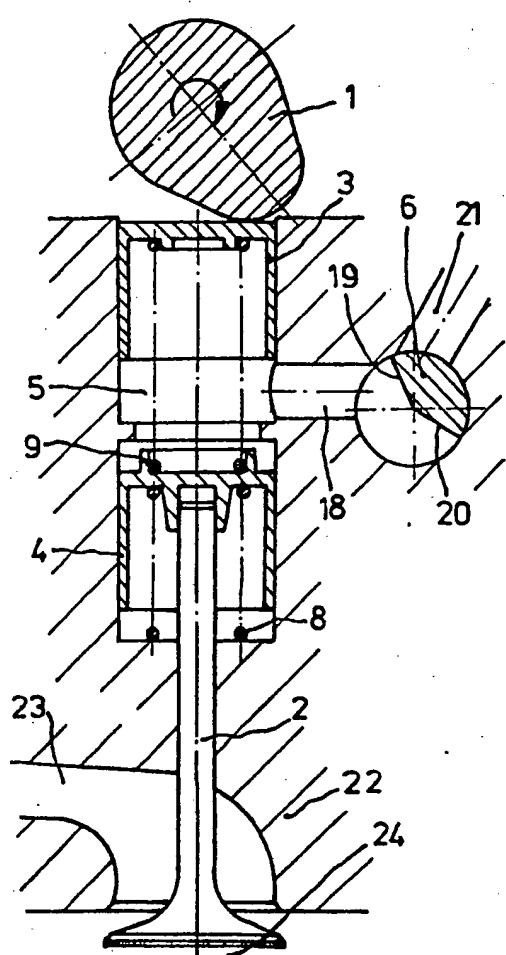


Fig.2

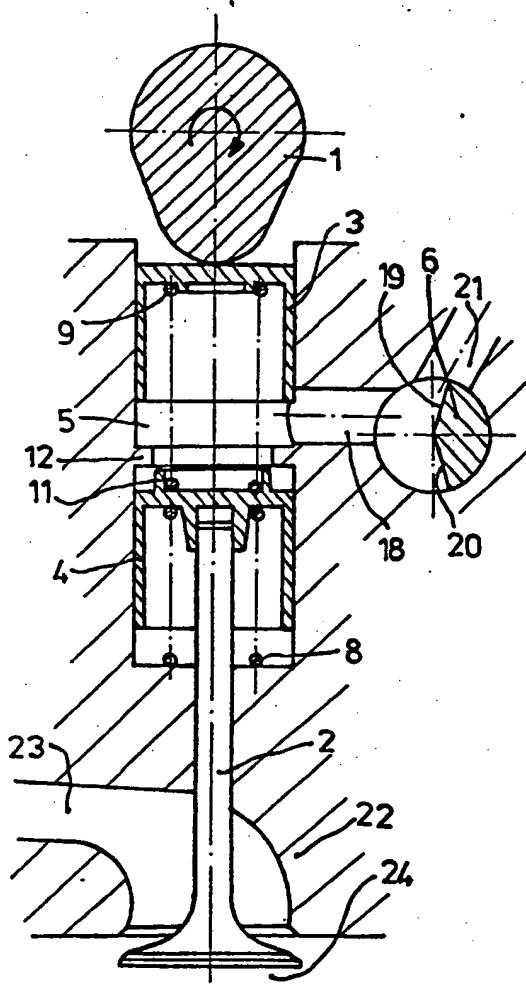
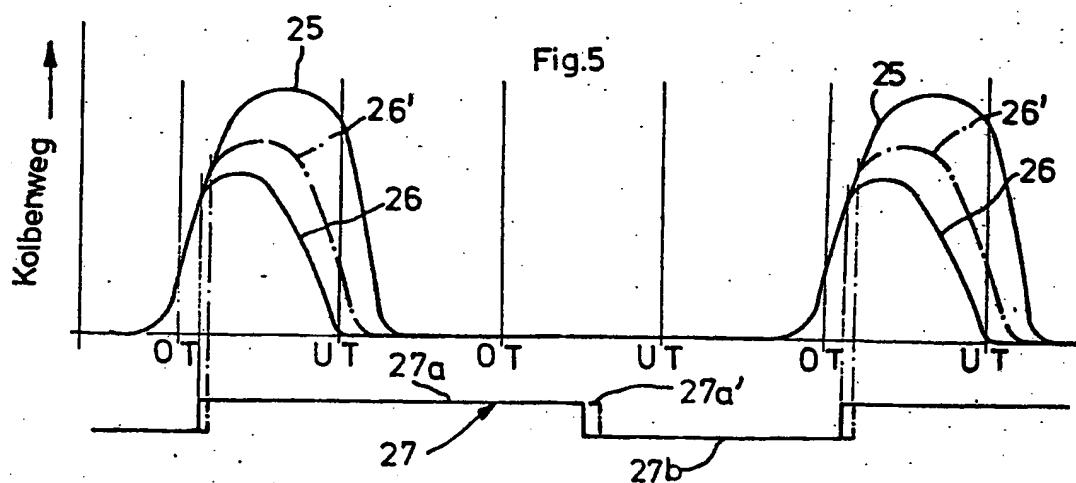
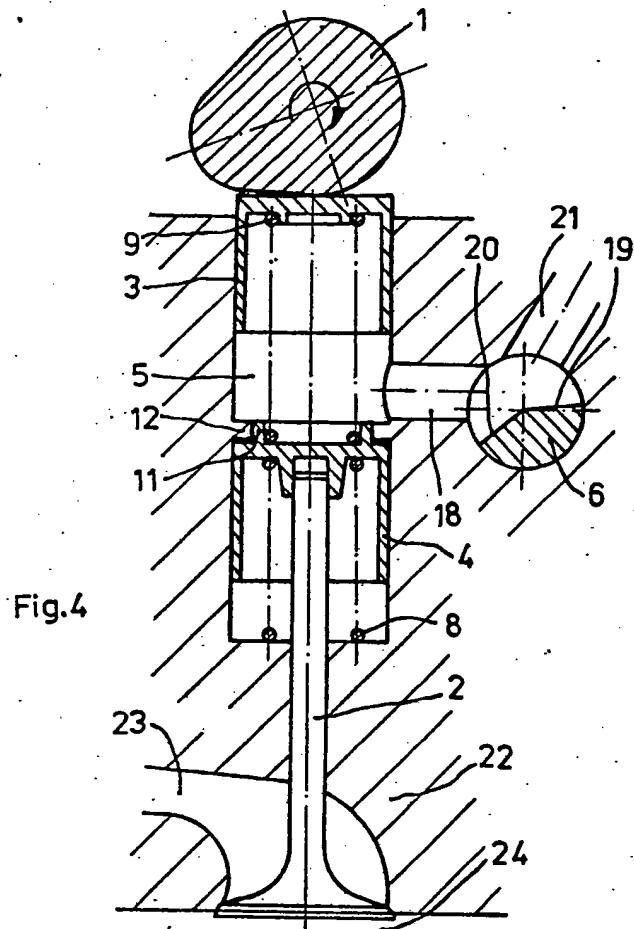


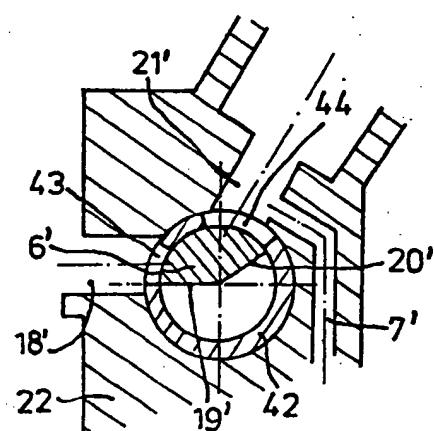
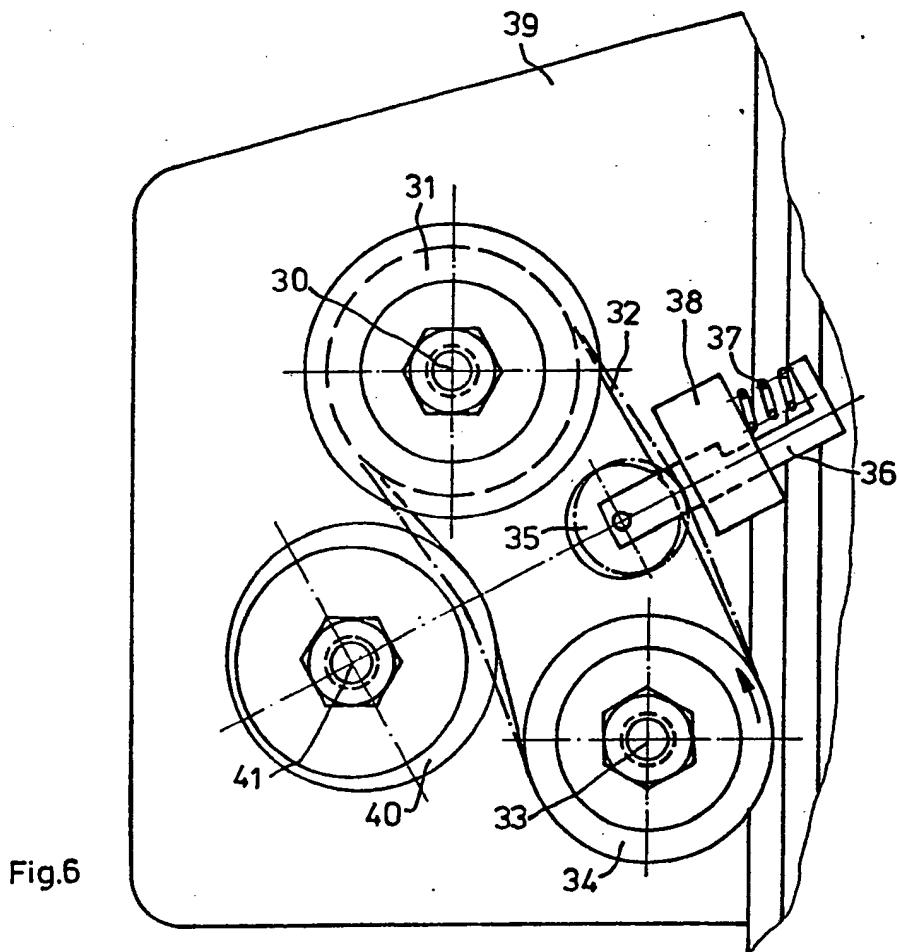
Fig.3



030065/0094

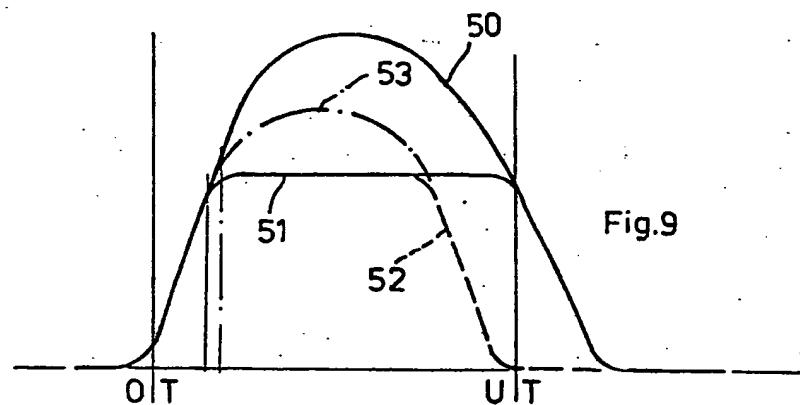
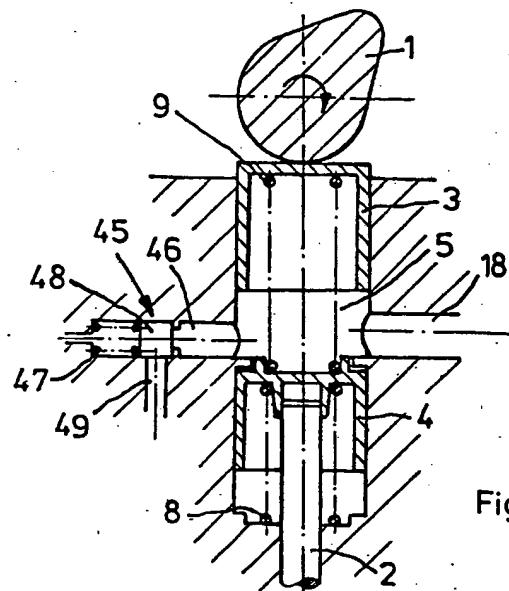
ORIGINAL INSPECTED

K 2711,



17.

2926327

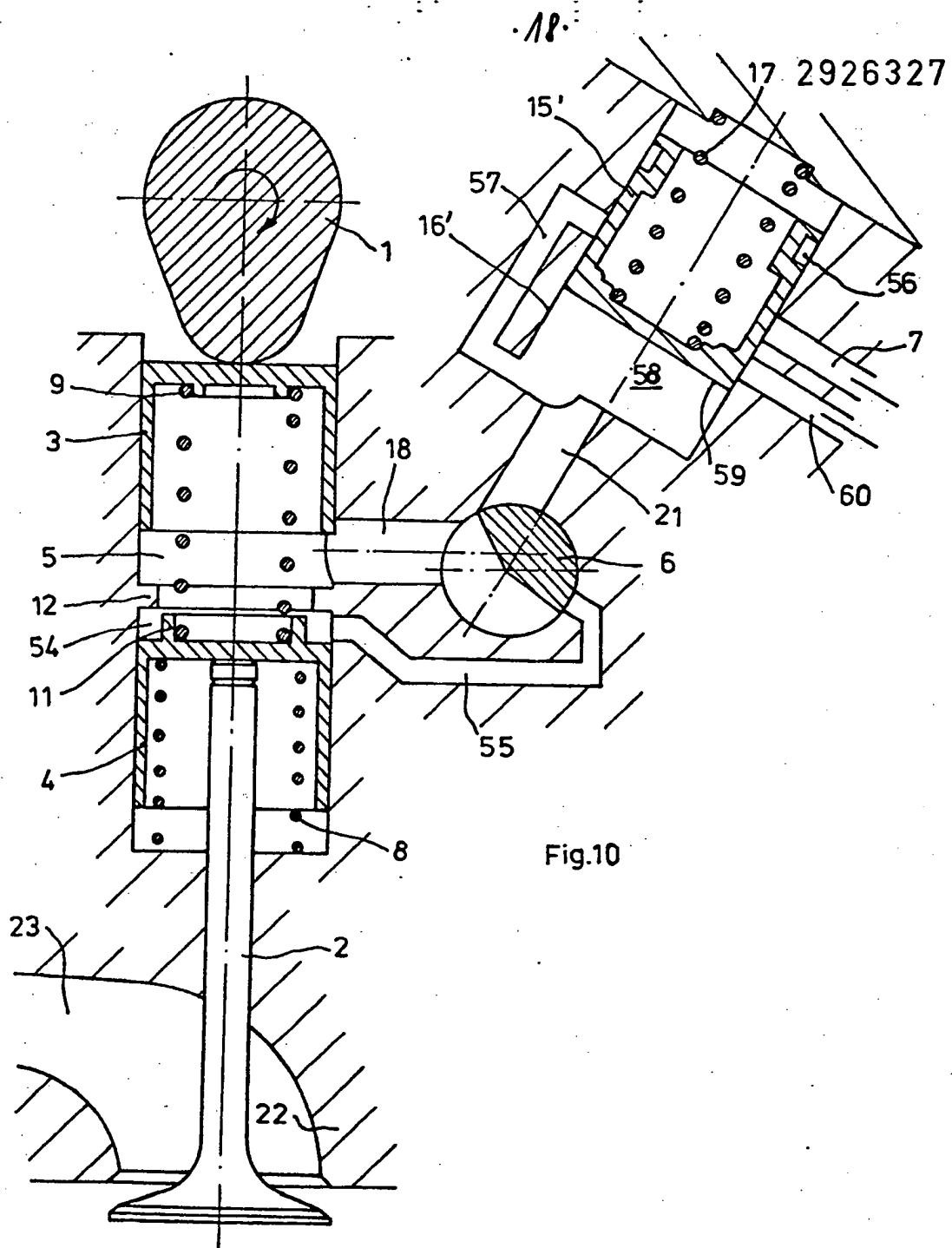


Volkswagenwerk AG Wolfsburg

030065/0094

K 2711<sub>1/2</sub>

ORIGINAL INSPECTED



Volkswagenwerk AG Wolfsburg

030065/0094

K 2711/6

02.6.85

**Laid-Open Publication**

**DE 29 26 327 A1**

5

**Mechanical/Hydraulic Valve Control**

CLAIMS

1. A mechanical/hydraulic valve control for reciprocating piston internal combustion engines with a first piston element allocated to each valve which acts on the valve subjected to force by a closure spring, with a second piston element which can be operated by a cam of the cam shaft, and with a working space disposed between the two piston elements which has a hydraulic pressurizing medium transferring the operating movement of the cam,  
5 characterized in that the working space (5) is connected by a control device (6) to a pressurizing medium space (7, 21) which is designed to maintain a constant pressurizing medium pressure.
2. The valve control according to Claim 1, characterized in that the control device is formed by a rotary slide valve (6) which is held on a shaft (33) driven by the number of revolutions of the cam shaft (30).  
15
3. The valve control according to Claim 2, characterized in that the position of the rotary slide valve shaft (33) relative to the cam shaft (30) is changeable  
20 dependent upon the operational state of the internal combustion engine.
4. The valve control according to Claim 3, characterized in that in order to drive the rotary slide valve shaft (33), a belt drive (31, 32, 34) driven by the cam shaft (30) is provided onto which an eccentric (40), adjustable dependent upon  
25 the operational state of the internal combustion engine, and a tension pulley (35-38) holding the belt tension constant engage.
5. The valve control according to any of Claims 1 to 4, characterized in that the rotary slide valves allocated to the inlet and outlet valves are disposed on a  
30 single rotary slide valve shaft (33).
6. The valve control according to Claim 5, characterized in that a slide ring (42), disposed concentrically to the rotary slide valve (6), directly surrounding

the same, is allocated to each of the inlet or outlet valves, which can be turned in order to make relative changes to the valve control times of the inlet and outlet valves with respect to one another dependent upon the operational state of the internal combustion engine.

5

7. The valve control according to any of Claims 1 to 6, characterized in that the pressurizing medium space (21, 7) has a pressure relief valve (14) and is connected by a throttle (10) to the main lubricant line (13) of the internal combustion engine.

10

8. The valve control according to Claim 7, characterized in that at least one equalization piston (15) adjustable with respect to a return spring (17) in a cylinder (16) is joined to the pressurizing medium space (21).

15

9. The valve control according to any of Claims 1 to 8, characterized in that the second piston element (4) has a reduced diameter cylindrical extension (11) on its face surface facing away from the valve (2) which moves (or plunges) into a cylindrical housing collar (12) when the valve is closed.

20

10. The valve control according to any of Claims 1 to 5, characterized in that a pressure relief valve (45), which opens when a predetermined pressure is exceeded, is joined to the working space (5).

25

11. The valve control according to Claim 9, characterized in that a damping space (54) enclosed by the cylindrical extension (11) of the second piston element (4) and the cylindrical housing collar (12) can be connected to the working space (5) during the opening stroke of the valve (2).

30

12. The valve control according to Claim 11, characterized in that a connection line (55) leading to the damping space (54) is joined to the rotary slide valve (6) in such a way that its connection to the working space (5) is opened during the opening stroke of the valve (2) and closed during the closure stroke.

13. The valve control according to any of Claims 1 to 6 and 8, characterized in that the equalization piston (15') connects the pressurizing medium space (58) in a first position to the pressurizing medium line (7) and in a second 5 position to a drain line (60).
14. The valve control according to Claim 13, characterized in that the equalization piston (15') has an annular groove (56) by means of which the pressurizing medium line (7) in the first position of the equalization piston can 10 be connected to a line (57) leading to the pressurizing medium space (58).
15. The valve control according to Claim 13, characterized in that the equalization piston (15') has a face side control edge (59) connecting the pressurizing medium space (58) in the second position to the drain line (60).

Mechanical/Hydraulic Valve Control

The invention relates to a mechanical/hydraulic valve control for reciprocating piston internal combustion engines of the kind specified in the preamble of the 5 claim.

The control and operation of the inlet and outlet valves of reciprocating piston internal combustion engines is achieved nowadays almost exclusively by means of mechanical cam drives. This type of valve drive control does not, 10 however, allow any substantial change to the valve control times relative to the piston position during operation. This is particularly disadvantageous if, for example, in order to reduce the fuel consumption, the throttling losses are to be reduced, the process of the so-called elongated extension is to be used, or the valve overlap is to be reduced with lower numbers of revolutions, close to idling, 15 or also for better starting of the engine. In all of these cases, a valve drive with the greatest possible changeability of the valve control times is required.

Combined mechanical/hydraulic valve controls are already known of the design specified in the preamble of Claim 1 (DE-OS 24 48 311). With these, however, 20 the connection of the working space located between the two piston elements to a pressurizing medium storage container is controlled by the position of control edges provided on the piston elements with respect to movable control bushings. These controls however require that the control edges be produced to a high degree of accuracy, and this involves considerable expense.

25 The object which forms the basis of this invention therefore consists of providing a mechanical/hydraulic valve control with which, by relatively simple and inexpensive means, extensive changeability of the valve control times for optimal adaptation to different operational states of the internal combustion 30 engine is possible.

Fulfilment of this object is achieved according to the invention in that the working space can be connected by a control device to a pressurizing medium

space which is designed to maintain a constant pressurizing medium pressure. Further advantageous embodiments are given according to the sub-claims. The valve control according to the invention makes it possible to extensively adapt the valve control times to the requirements of the internal combustion engine given by the respective operational states. This is achieved by changing the relative angle position of the rotary slide valve shaft to the cam shaft, it being possible to change the time of opening or of closing of the valves as required.

10 In the drawings, examples of embodiments of the invention are shown which are described in greater detail in the following.

Figures 1-4 show the schematic structure of the valve control according to the invention with different positions of the cam shaft,

15 Figure 5 shows the piston movements of the valve control in a diagram with which on the ordinate the piston path and on the abscissa the time in degrees of crank angle are plotted,

Figure 6 shows a schematic illustration of the drive of a rotary slide valve shaft according to the invention,

20 Figure 7 shows another embodiment according to the invention with which a slide ring is provided in addition to the rotary slide valve,

Figure 8 shows an embodiment of the valve drive with a further peculiarity,

Figure 9 shows a diagram of the cam and valve drive of the embodiment according to Figure 8, and

25 Figure 10 shows a further variation of an embodiment of the valve drive.

The valve control shown in Figures 1 to 4 for the valves of a reciprocating piston internal combustion engine essentially has the same elements, which are simply in different positions. The numeral 1 here indicates a cam provided for operating a valve 2, which cam does not, however, act directly upon the valve 2, but first of all upon a first, flat-base tappet-type piston element 3 which is held movably in a cylindrical borehole of a cylinder head 22 enclosing a working space 5. A second flat-base tappet-type piston element 4 is connected to the

shaft of the valve 2 and defines the working space 5 downwardly. This second piston element 4 is subjected to force by a valve closure spring 8 in the closure direction of the valve 2, whereas a second pressure spring 9, which is weaker with respect to the valve closure spring 8, is provided between the two piston elements 3 and 4, which pushes the first piston element 3 against the course of the cam 1.

5 The working space 5 is connected by connecting lines 18 and 12 and a control device in the form of a rotary slide valve 6 disposed between these connecting lines to a pressurizing medium line 7 in which an approximately constant 10 pressurizing medium pressure is permanently maintained. This pressurizing medium line 7 is connected by a throttle 10 to the main lubricant system 13 of the internal combustion engine, and has a pressure limitation valve 14 which is activated when a predetermined pressure is exceeded. Furthermore, the 15 pressurizing medium line 7 is joined to one or more cylindrical spaces 16 in each of which an equalization piston 15, subjected to force by a spring 17, is movably held.

Dependent upon the position of the rotary slide valve 6 and the control edges 20 19 and 20 attached to the same, the connecting line 18 is connected to the connecting line 21 and so to the pressurizing medium line 7, or separated from the same. The rotary slide valve thus determines the transfer of the operating forces from the cam 1 to the valve 2, and so the control times of the same, because with the closed position of the rotary slide valve 6 the cam movement 1 25 via the first piston element 3 and the incompressible, hydraulic pressurizing medium of the working space 5 is transferred directly to the piston element 4 and to the valve 2 connected to the same, whereas with the open position of the rotary slide valve the valve 2 is moved by the effect of the valve closure spring 8 towards the closure, the quantity of pressurizing medium pushed out of the 30 working space 5 bringing about an adjustment of the equalization piston 15 by a corresponding amount.

The illustration in Figure 6 shows in which way the rotary slide valve shaft 33 having the rotary slide valve 6 is driven by the cam shaft 30. A cogged belt drive is used here which consists of a drive wheel 31 attached onto the cam shaft 30, a cogged belt 32 and a driven wheel 34 which is attached onto the 5 rotary slide valve shaft 33. The tension of the cogged belt drive is brought about by a tension pulley 35 which is held on a support arm 36 guided in a bearing support 38, which is under the influence of a pressure spring 37 acting upon the pulley 35 in the direction of the tension. On the side of the belt drive lying opposite the tension pulley 35, an eccentric 40 is held on an axis 41. By 10 adjusting the eccentric 40, the relative angle position of the rotary slide valve shaft 33 can be changed in relation to the cam shaft 30. In this way, commencing at the position shown in the drawing, the rotary slide valve shaft 33 is adjusted with respect to the cam shaft 30 in an anticlockwise direction by turning the eccentric in one or the other direction, the tension pulley 35 15 equalising the length of belt released by the eccentric 40 so that the course indicated by the dot and dash lines is produced in relation to the belt position indicated with full lines.

The position of the rotary slide valve can therefore be changed in relation to the 20 position of the cam in the way described above, for example dependent upon the operational state of the internal combustion engine, such that the control times of the valves can be changed during operation. It is advantageous here if the rotary slide valves allocated to all of the valves are disposed on a single rotary slide valve shaft, as presumed by the illustration in Figure 6. Just one 25 single rotary slide valve shaft 33 is namely provided on the engine housing 39 here. This embodiment would however result in the control times of the inlet and outlet valves being changed in the same way, and this is sometimes not necessarily wise or advantageous. In order to achieve a different changeability of the valve control time here, two separate rotary slide valve shafts could be 30 provided, one of which drives the rotary slide valves of the inlet valves, and the other drives the rotary slide valves of the outlet valves. Another simple possibility for designing the control times of the two valve types differently consists of disposing a slide ring 42 concentrically around the rotary slide valve

6' of the one valve type according to the illustration in Figure 7, said slide ring having a peripheral opening 43 corresponding to the line connector 18' and a second peripheral opening 44 corresponding to the line connector 21'. This slide ring 42 could be turned here by a specific amount, by means of which the 5 opening times of the rotary slide valve 6' are changeable in the sense that with a turn of the slide ring in the clockwise direction, the opening happens later, and with a turn in the anti-clockwise direction, the opening happens earlier.

The function and mode of operation of the arrangement according to the 10 invention will be described in the following using the different positions of the valve drive parts shown in Figures 1 to 4, and using the diagram shown in Figure 5. Commencing with the position shown in Figure 1, with which the valve 2 is in its closed position in which it just still blocks the intake and outlet channel 23 opening out into the combustion chamber 24, by means of a further 15 turn of the cam shaft by fully raising the cam 1 on the first flat-base tappet-type piston element 3, it is shifted towards the valve 2. Because in this position the working space 5 is blocked by the rotary slide valve 6 which is still in a closed position, this movement of the piston element 3 is transferred, unchanged, to the piston element 4, and so to the valve 2, so that the valve is opened.

20 In Figure 2 the position is shown in which the rotary slide valve 6 is just still closed, whereas several angle degrees later, the control edge 19 opens the connection of the line connector 18 to the line connector 21, and so to the pressurizing medium line 7. The effect of this opening is that a part of the 25 pressurizing medium volume displaced by the first piston element 3 which becomes larger and larger as the opening increases, is pushed into the lines 21 and 7 and pushed into the cylinder as the equalising piston 15 is displaced, and so is no longer used in order to adjust the second piston element 4 and the valve 2 towards the opening.

30 Finally a point is reached at which more pressurizing medium from the working space 5 is pushed via the open rotary slide valve 6 into the pressurizing medium system 7 which substantially remains at constant pressure than

corresponds to the displacement of the first piston element 3 by the cam 1. At this moment, the valve 2 begins to close under the force applied by the valve closure spring 8 acting upon the second piston element. This closing process starts before the largest lift of the cam has acted upon the first piston element 3, 5 and this position has been reached in Figure 3. Here, as can be seen from the drawing, the valve 2 is also already adjusted by a specific amount in the closure direction.

When the cam shaft and the rotary slide valve shaft are turned further, there is 10 finally an acceleration of the closure movement of the valve 2 due to the return movement of the first piston element 3. This is finally closed before the cam 1 rolls on the first piston element 3 with its base circle, and this has therefore returned to its initial position. During the last part of the return movement of the first piston element 3, the pressurizing medium flows back from the line 7 and 15 from the cylinder 16 acting as a store through the connecting lines 21 and 18 back into the working space 5 in order to fill its volume which is increasing again with pressurizing medium. During this pressurizing medium displacement, the rotary slide valve 6 is of course in its open position.

20 Figure 5 shows a diagram in which the course of the movements of the piston elements 3 and 4 is plotted over time and according to the crank angle. On the abscissa, only the top and bottom dead centers of the working piston of the internal combustion engine in the corresponding cylinder are marked here. From this it can be seen that the diagram is drawn for the example of an inlet 25 valve which opens approximately at the top dead center (o.T.) and closes at the bottom dead center (u.T.). The curve 25 shows the course of the path of the first piston element 3 operated by the cam 1, whereas 26 shows the piston path of the second piston element 4 connected to the valve 2. With the curve 27 plotted under the abscissa, the position of the rotary slide valve 6 is also 30 indicated, this having its open state in region 27a and its closed state in region 27b, the degree of the opening being of different size due to the constant turning of the rotary slide valve.

It is clear from this diagram that the paths of the first and second piston element run together until the rotary slide valve 6 opens, and that in the further course, the piston element 4 quickly reaches its maximum piston stroke, in order to then fall quickly back to zero, a long time before the piston element 3 also comes 5 back to its initial position.

26' indicates yet another piston stroke course with dot and dash lines, and for the case where by changing the angle position of the rotary slide valve 6 in relation to the cam 1, the start of the latter's opening is shifted in the "later" 10 direction. Because of this there is a greater amplitude of the piston path of the second piston element; moreover the second piston element also reaches its initial position corresponding to the closure position of the valve later so that the outlet valve remains open longer in this case, i.e. for example beyond the bottom dead center, and this can be advantageous, for example in terms of 15 performance gains, with certain operational conditions of the internal combustion engine by means of valve overlaps.

By corresponding control of the rotary slide valve, the control times of the valves can thus be adapted to the respective operational conditions of the internal 20 combustion engine better than previously. Thus, for example, by an appropriate design of the valve drive according to the invention, i.e. of the cams and the rotary slide valves, provision can be made such that with lower numbers of revolutions and with partial loads, no or only very slight valve overlaps, and on the other hand with greater loads and numbers of revolutions, greater valve 25 overlaps are provided. In this way, high torques can be realised both with higher and also with lower numbers of revolutions. Other design criteria could be the best possible partial load consumption, the most stable idling possible with the smallest possible fuel consumption, and good start-up of the internal combustion engine, even with low external temperatures. In addition, the rotary 30 slide valve shaft must be adjusted with respect to the cam shaft, dependent for example upon the number of revolutions or the performance of the internal combustion engine, but other control values are also conceivable.

Finally, a further improvement for still more extensive adaptation of the valve control times to the conditions and to the requirement of the internal combustion engine could be achieved by separate control of the inlet and the outlet valve drives, by providing a rotary slide valve shaft both for the inlet and the outlet valves, or also for example by fitting special slide rings concentrically to the rotary slide valves of the inlet or the outlet valves, the control times of these valves being changed largely independently of one another, as already indicated above.

10 In order to limit the maximum valve stroke, without at the same time also limiting the valve opening times, according to Figure 8 an embodiment could also be provided with which a pressure relief valve 45 is joined to the working space 5 via a line 46. The valve body 46 of this pressure relief valve subjected to force by a spring 47 opens the access to a bypass 49 via which excessive 15 pressurizing medium flows off into the return when the lower piston element 4 strikes its base as a result of a rise in pressure. In this way, with a maximum valve stroke, which remains constant, practically all of the cam operation time is used up, only the valve opening time, but essentially no longer the valve stroke, being determined by earlier or later engagement of the rotary slide valve. A 20 diagram of the valve and cam strokes for this embodiment is shown in Figure 9 in which 50 shows the course of the cam movement, and 51 shows that of the valve movement. The broken line 52 shows the course of the valve movement with earlier opening of the rotary slide valve, whereas the dot and dash curve 53 shows the course of the valve stroke without stroke limitation.

25 Finally, in Figure 10 two possibilities for change undertaken with respect to the embodiment according to Figure 1 are indicated in one variation of an embodiment. First of all a line 55 is shown which connects a space 54 enclosed by immersing a cylindrical extension 11 of the second piston element 30 4 into a cylindrical housing collar 12 to the rotary slide valve 6. The line 55 is joined to the rotary slide valve 6 here such that it is closed during the closure movement of the valve 2, yet connected to the line 18 and to the space 5 during the opening movement of the valve 2. The effect of this is that during the

closure of the valve, hydraulic damping is achieved, yet when opening the valve, an excessive drop in pressure in the space 54 and so the creation of vapour locks, which could have a negative effective upon the valve movement, is avoided.

5

Figure 10 also shows that the pressurizing medium line 7 does not need to be permanently connected to the line 21, but that it can also be advantageous to allow the connection of these two lines and so the pressurizing medium supply from the equalization piston 15, to be controlled. In addition, the equalization piston shown in Figure 10 by 15' has an annular groove 56 by means of which the pressurizing medium line 7 is connected with a corresponding position of the piston 15' to a line 57 leading to the line 21. At the same time a face side control edge 59 of the equalization piston 15' controls the connection of the working space 58 to a drain line 60. The control is implemented here such that the equalization piston oscillates (or reciprocates) around a central position which lies between the positions in which the working space 58 is connected to the pressurizing medium supply line 7 and to the drain line 60. In this way, the throttle 10 and the pressure relief valve (or pressure limitation valve) 14 provided in Figure 1 can be omitted.